

文章编号:1005-0523(2016)03-0054-06

非线性主动悬架 backstepping 控制研究

邱 香

(江西科技学院,江西 南昌 330098)

摘要:主动悬架控制系统中减振器阻尼为非线性,采用经典控制方法需要将其线性化,这使得控制模型与实际之间有误差。根据某减振器测试的阻尼特性,将其分段拟合,还原其非线性特性,同时考虑液压作动器动力学特性,建立了1/4悬架动力学模型;采用backstepping非线性控制方法,完成了控制器设计及稳定性分析,结合某车参数,对控制系统进行了多种路面工况输入下的仿真,结果表明,采用非线性控制方法在兼顾悬架动挠度及车轮动载时,可有效改善车身加速度,提高舒适性。

关键词:非线性阻尼;作动器动力学;主动悬架;backstepping

中图分类号:U461.1 文献标志码:A

DOI:10.16749/j.cnki.jecjtu.2016.03.009

悬架位于车轮与车身之间,起缓和冲击、衰减振动作用,按控制形式可分为被动悬架、半主动悬架和主动悬架。被动悬架不能适应变化的行驶工况而自动调整其工作参数,不利于提高汽车的平顺性,半主动悬架属于无源控制,采用调节减振器阻尼方法提高舒适性,其控制频率范围较主动悬架窄;主动悬架则在弹簧和减振器之间并联了作动器,能根据路况和汽车行驶状态,主动调整作动器的力输出,有效控制车身振动和姿态,其工况适应性更强。

主动悬架对舒适性的提高改善吸引了国内诸多学者,他们开展了广泛而深入的研究,陈龙,黄晨等^[1]针对汽车多工况行驶对操纵稳定性和平顺性的综合要求,提出了一种基于混合模糊控制的主动悬架整车控制策略,盛云,吴光强^[2]对整车七自由度模型进行了最优控制,通过线性二次型(LQG)控制,能有效地降低车身垂直振动加速度、车身侧倾角加速度和俯仰角加速度;孙涛、喻凡等^[3]考虑了悬架系统动态未建模及参数不确定性,以1/4悬架系统为研究对象进行了鲁棒 H_∞ 控制,有效降低车身加速度低阶共振频率峰值,提高平顺性,喻凡,庄德军等^[4]为半车模型主动悬架设计了多点预瞄算法,基于最优控制理论对悬架的控制力进行了优化,等等。因经典线性控制理论成熟且控制相对简单,目前大部分主动悬架控制采用线性控制方法,忽略了减振器的非线性特性以及执行器的非线性动力学特性。

考虑作动器动力学自身特性以及建立更精确的模型能减小模型与实车之间的误差,使控制更加准确,基于此,对测试所得的减振器阻尼特性进行非线性分段拟合,同时考虑液压执行器的强非线性动力学特性,采用backstepping控制方法,为主动悬架设计非线性控制器,并以随机路面、凸块路面及正弦路面为输入,进行仿真计算,结果表明考虑非线性特性的主动悬架backstepping控制具有良好的路面适应性,能在兼顾悬架动挠度及车轮动载的情况下,有效降低车速加速度,提高平顺性。

1 动力学建模

1.1 减振器阻尼特性曲线拟合

表1为某减振器阻尼特性试验测试所得数据,可以发现减振器拉伸行程和压缩行程阻尼相差较大,且

收稿日期:2015-08-30

基金项目:江西省教育厅科学技术研究项目(GJJ151160);江西省科技厅科技支撑计划项目(20135BBG70010)

作者简介:邱香(1981—),女,讲师,主要研究方向为汽车动力学及其控制技术、现代汽车设计方法与理论。

具有明显非线性特性,若将其进行线性化处理,将带来较大误差。

表 1 某减振器阻尼测试数据
Tab.1 Test data of a shock absorber damping

拉伸行程	速度/(mm·s ⁻¹)	0	50	100	300	600	1 000
	阻尼力/ N	0	147.5	338	560	749.5	1 050
压缩行程	速度/(mm·s ⁻¹)	0	-50	-100	-300	-600	-1 000
	阻尼力/ N	0	-160	-222	-333	-477	-696

为建立更加精确的数学模型,对减振器阻尼特性曲线进行分段拟合,还原阻尼特性的非线性。减振器拉伸行程及压缩行程“阻尼力-速度”拟合公式分别如式(1)(2)所示。

$$f_c(v) = \begin{cases} 18\ 388.9 v^3 - 44\ 766.7 v^2 + 4\ 688.3 v & 0 \leq v \leq 0.3 \\ 700 v + 350 & v > 0.3 \end{cases} \quad (1)$$

$$f_c(v) = \begin{cases} -51\ 894.66 v^3 + 11\ 815.80 v^2 + 3\ 920.526\ 7 v & -0.1 \leq v \leq 0 \\ 526.7 v - 169.33 & -1 < v < -0.1 \end{cases} \quad (2)$$

1.2 主动悬架动力学

图 1 为半车主动悬架模型,图中 m_s 为簧上质量, m_u 为簧下质量, k 为弹簧刚度, k_t 为轮胎刚度, u 为作动力。图 2 为液压作动器控制示意图,电控伺服阀 3 通过控制流向液压缸 4 的流量实现作动力调节。

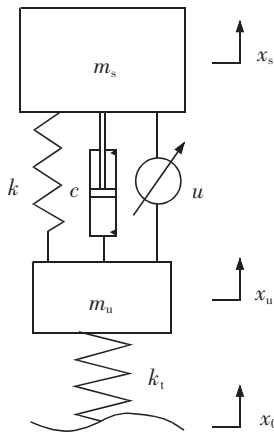


图 1 1/4 主动悬架模型

Fig.1 A quarter active suspension model

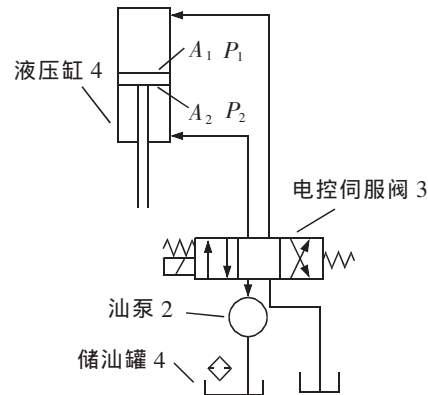


图 2 主动悬架液压作动器原理示意图

Fig.2 principle diagram of active suspension hydraulic actuator

$$\left. \begin{aligned} m_s x_s'' &= k(x_s - x_u) - f_c(x_s' - x_u') + u \\ m_u x_u'' &= k(x_s - x_u) + f_c(x_s' - x_u') - k_t(x_u - x_0) - u \\ u &= p_1 A_1 - p_2 A_2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中, $f_c(*)$ 为减振器非线性阻尼力。

1.3 液压作动器动力学

如图 2 所示,电控伺服阀控制阀芯位置,调整进入作动器液压缸上下腔的流量及压力,实现作动力的大小及作用方向的改变。建立作动器动力学数学模型,如公式(4)~(8)所示。

1) 伺服阀流量方程^[5-6]

$$Q_1 = c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} \operatorname{sgn}(x_v) + c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \operatorname{sgn}(-x_v) \quad (4)$$

$$Q_2 = c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_2)}{\rho}} \operatorname{sgn}(x_v) + c_d \omega x_v \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} \operatorname{sgn}(-x_v) \quad (5)$$

2) 伺服阀-液压缸流量方程

$$Q_1 = A_1(x_s' - x_u') + c_{in}(p_1 - p_2) + \frac{v_1 + A_1(x_s - x_u)}{\beta} p_1' \quad (6)$$

$$Q_2 = A_2(x_s' - x_u') + c_{in}(p_1 - p_2) + \frac{v_2 + A_2(x_s - x_u)}{\beta} p_2' \quad (7)$$

$$\text{sgn}(x) = \begin{cases} 1 & x > 0 \\ 0 & x \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中: Q_1, Q_2 为液压缸上、下腔流量; p_s 为液压泵输出压力; p_1, p_2 为上、下腔液体压力; c_d 为液体流量系数; ω 为流量梯度; ρ 为液体密度; x_v 为阀芯位移, 其符号表示阀芯控制位置, 阀芯控制液体流入上腔时 x_v 为正, 反之则为负; A_1, A_2 为液压缸上下腔液体作用面积; c_{in} 为缸内泄漏系数; β 为液体弹性模量; v_1, v_2 为液压缸上、下腔液体初始体积。

1.4 状态方程

取状态变量 $[x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T = [x_s, x_s', x_u, x_u', p_1, p_2]^T$, 状态方程为

$$\left. \begin{aligned} x_1' &= x_2 \\ x_2' &= \frac{-k(x_1 - x_3) - f_c(x_2 - x_4) + u}{m_s} \\ x_3' &= x_4 \\ x_4' &= \frac{k(x_1 - x_3) + f_c(x_2 - x_4) - k_l(x_3 - x_0) - u}{m_u} \\ x_5' &= H_1 [D_2(x_2 - x_4) - D_3(x_5 - x_6)] \\ x_6' &= H_2 \{ D_4 x_v [\text{sgn}(-x_v) \sqrt{p_s - x_6} + \text{sgn}(x_v) \sqrt{x_6}] - D_5(x_2 - x_4) - D_6(x_5 - x_6) \} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

公式(9)中: $H_1 = \frac{1}{v_1 + A_1(x_1 - x_3)}$; $H_2 = \frac{-1}{v_2 + A_2(x_1 - x_3)}$; $D_1 = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \beta c_d \omega$; $D_2 = \beta A_1$; $D_3 = \beta c_{in}$; $D_4 = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \beta c_d \omega$; $D_5 = \beta A_2$; $D_6 = \beta c_{in}$ 。

2 控制器设计及稳定性分析

backstepping^[7]控制方法将控制器的设计与李雅普诺夫稳定性设计紧密结合, 非常适合用于非线性控制, 论文采用 backstepping 非线性控制方法, 开展主动悬架控制设计。

在主动悬架控制中, 悬架的动挠度控制与车身加速度控制往往会相冲突, 文献[8]提出了在良好路面上以悬架动挠度控制为主, 在差的路面上以改善平顺性为主要目标, 构造了非线性时变滤波器, 如公式(10)所示。论文将参照该滤波控制思想, 完成控制系统设计。

$$\bar{x}_3 = \frac{\varepsilon_1 + c_1 f_1(\zeta_1)}{s + \varepsilon_1 + c_1 f_1(\zeta_1)} x_3 \quad (10)$$

式中: ζ_1 为悬架动挠度; $f_1(\zeta_1)$ 为滤波函数; ε_1, c_1, m_1 和 m_2 为常数。设 α_1 为 x_2 的虚拟控制量; α_2 为 u 的虚拟控制量。定义控制误差:

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= x_1 - x_3 \\ e_2 &= x_2 - \alpha_1 \\ e_3 &= u - \alpha_2 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

第1步: 对 e_1 子系统进行设计, 构造控制误差的李雅普诺夫函数及其导数: $V_1 = \frac{1}{2} e_1^2 \geq 0, V_1' = e_1 e_1'$ 。由公式(11)知 $e_1' = x_2 - \bar{x}_3' = e_2 + \alpha_1 - \bar{x}_3'$, 欲使系统稳定, 设计虚拟控制量为

$$\alpha_1 = -k_1 e_1 + \dot{x}_3' \tag{12}$$

则 $e_1' = e_2 - k_1 e_1$, $V_1' = k_1 e_1^2$, V_1' 中的 $e_1 e_2$ 项将在下一步消除。

第 2 步: $e_2' = \frac{-k(x_1-x_3) - f_c(x_2-x_4) + \mu}{m_s} - \alpha_1' = \frac{-k(x_1-x_3) - f_c(x_2-x_4) + e_3 + \alpha_2}{m_s} - \alpha_1'$, 构造控制误差的李雅普诺夫函数及其导数: $V_2 = V_1 + \frac{1}{2} e_2^2$, $V_2' = e_1 e_1' + e_2 e_2'$, 设计虚拟控制量 $\alpha_2 = k(x_1-x_3) + f_c(x_2-x_4) + m_s \alpha_1' - m_s k_2 e_2 - m_s e_1$, 则有 $e_2' = \frac{e_3}{m_s} - k_2 e_2 - e_1$, $V_2' = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 + \frac{e_2 e_3}{m_s}$, V_2' 中的 $e_2 e_3$ 项将在下一步控制中消除。

第 3 步: $e_3' = p_1' A_1 - p_2' A_2 - \alpha_2'$, 构造李雅普诺夫函数及其导数: $V_3 = V_2 + \frac{1}{2} e_3^2$, $V_3' = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 + \frac{e_2 e_3}{m_s} + e_2 e_3'$, 联合公式(7), x_v 为系统真实控制率, 为使系统稳定, 设计真实控制率为

$$x_v = \frac{A_1 N_1 + A_2 N_2 + \alpha_2' - \frac{e_2}{m_s} - k_3 e_3}{A_1 N_3 + A_2 N_4} \tag{13}$$

式中: $N_1 = H_1 [D_2(x_2-x_4) + D_3(x_5-x_6)]$, $N_2 = H_2 [D_4(x_2-x_4) + D_5(x_5-x_6)]$, $N_3 = A_1 H_1 D_1 [\text{sgn}(x_v) \sqrt{p_s-x_5} + \text{sgn}(-x_v) \sqrt{x_5}]$, $N_4 = A_2 H_2 D_4 [\text{sgn}(x_v) \sqrt{x_6} + \text{sgn}(-x_v) \sqrt{p_s-x_6}]$, k_1, k_2, k_3 为大于零的常数。此时, $V_3' = -k_1 e_1^2 - k_2 e_2^2 - k_3 e_3^2 \leq 0$, 控制系统渐近稳定。

3 控制系统仿真

采用表 2 所示数据, 对控制系统进行仿真, 分别以正弦路面、凸块路面及随机路面作为输入, 以验证控制系统的路面适应性。车身加速度仿真结果如图 3(a)~(c)所示, 其余性能指标在表 3 中给出统计均方根值。

1) 正弦路面函数为: $x_0 = \sin(4\pi t)$ 。

2) 凸块路面函数为: $x_0 = 0.05 \cos(4\pi t + \pi) + 0.05, 0 \leq t \leq 0.5$ 。

3) 随机路面采用滤波白噪声法构造: $x_0'(t) = -2\pi n_1 v x_0(t) + 2\pi n_0(t) \sqrt{G_q(n_0) v} w(t)$, v 为汽车行驶车速, $v = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $n_1 = 0.011$, $n_0 = 0.1$, $G_q(n_0) = 256 \times 10^{-6}$ 。

表 2 1/4 悬架模型仿真参数

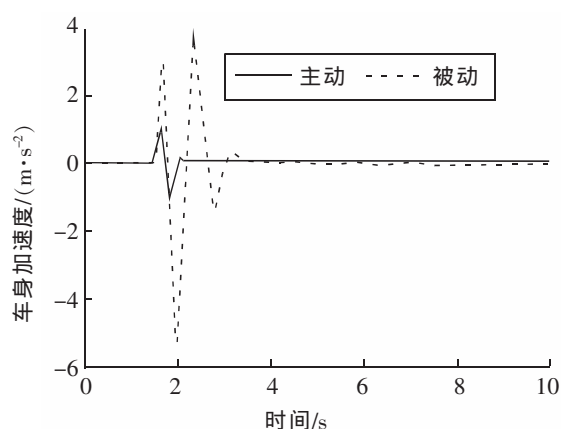
Tab.2 Simulation parameters of a quarter suspension model

序号	名称	参数值	序号	名称	参数值
1	簧载质量/kg	690	8	弹簧刚度 $k_f / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	18 000
2	非簧载质量/kg	45	9	轮胎刚度 $k_t / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	200 000
3	供油压力/Pa	1.5×10^7	10	液压缸活塞直径/mm	22
4	流量系数 C_d	0.6	11	液压缸活塞杆直径/mm	6.2
5	液体缸内泄漏系数 C_m	4.5×10^{-13}	12	液压缸初始容积 v_1 / m^3	1.2×10^{-4}
6	体积弹性模量 β / Pa	1.2×10^9	13	液压缸初始容积 v_2 / m^3	1.1×10^{-4}
7	伺服阀面积梯度 w	1.5×10^{-3}	14	液体密度 / $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	900

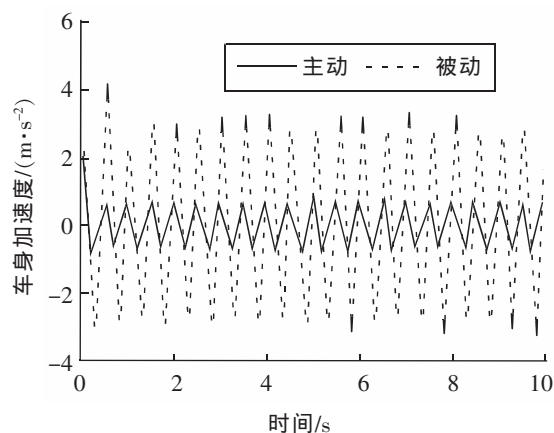
表3 各性能指标均方根值统计
Tab.3 RMS values of various performance indicators

工况		车速加速度/($m \cdot s^{-2}$)	悬架动挠度/m	车轮动变形/m
正弦路面	被动	2.223 4	0.036 7	0.004 2
	主动	0.548 9	0.029	0.001 5
凸块路面	被动	0.948 5	0.017 2	0.001 9
	主动	0.183 2	0.012 3	$4.983 9 \times 10^{-4}$
随机路面	被动	1.137 4	0.013	0.004
	主动	0.609 3	0.017 7	0.005 6

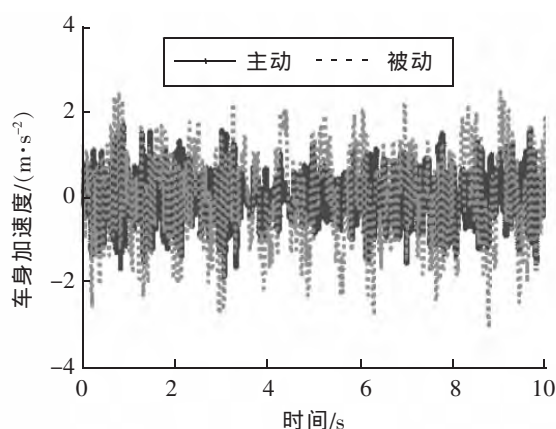
从图3(a)~(c)及表3可知,控制系统能非常有效改善平顺性,相比被动悬架,采用backstepping非线性控制的主动悬架在正弦路面输入下车身加速度减小了75%,凸块路面减小了80.7%,随机路面减小了46.4%;而悬架动挠度和车轮动变形在正弦路面及凸块路面输入时也都有改善,其中悬架动挠度在正弦路面及凸块路面输入下分别提高了21%,28.5%,车轮动变形分别改善了64.3%和74%,能有效提高车轮附着性能;随机路面输入时,平顺性与其他两项性能指标出现了一定冲突,悬架动挠度及车轮动变形有一定的牺牲,但相对于乘用车悬架最大动挠度0.07~0.09 m的极限,控制结果可接受。从3种路面仿真结果分析发现,采用非线性backstepping控制方法的主动悬架,能够在兼顾悬架动挠度及车轮动变形的情况下,有效地改善汽车行驶平顺性,且该控制方法有着良好的路面适应性。



(b) 凸块路面



(a) 正弦路面



(c) 随机路面

图3 各路面车速加速度曲线

Fig. 3 Body acceleration curves of various pavements

4 结论

1) 考虑了减振器阻尼的非线性特性,对实测减振器阻尼特性进行了分段拟合,建立了液压作动器连续方程,在此基础上完成了 1/4 悬架非线性系统动力学建模,采用 backstepping 控制方法,完成了非线性控制器设计。

2) 分别以正弦路面、凸块路面及随机路面为激励,对控制系统进行了仿真,结果显示所设计的非线性控制系统具有良好的路面适应性,在兼顾悬架动挠度及车轮动变形的同时,有效地改善了汽车行驶平顺性。

参考文献:

- [1] 黄晨,陈龙,袁朝春,等. 半主动悬架系统的混合模糊控制[J]. 汽车工程,2014,36(8):999-1003.
- [2] 盛云,吴光强. 7 自由度主动悬架整车模型最优控制的研究[J]. 汽车技术,2007(6):12-16.
- [3] 孙涛,喻凡,柳江,等. 基于混合不确定建模的主动悬架鲁棒 μ 综合控制分析[J]. 上海交通大学学报,2006,40(6):936-941.
- [4] 庄德军,喻凡,林逸. 汽车主动悬架多点预瞄控制算法设计[J]. 中国机械工程,2006,12:1316-1319.
- [5] 管成,朱善安. 液压主动悬架的非线性自适应控制[J]. 汽车工程,2004(6):691-695.
- [6] 姜菱,陈梦成. 变阻尼汽车半主动悬架神经网络自适应控制研究[J]. 华东交通大学学报,2007,24(1):112-116.
- [7] 乔继红. 反演控制方法与实现[M]. 北京:机械工业出版社,2011:10-11.
- [8] LIN JUNSHAN, HUANG CHIOUJYE. Nonlinear backstepping active suspension design applied to a half-car model[J]. Vehicle System Dynamics International Journal of Vehicle Mechanics & Mobility, 2004, 42(6):373-393.

Research on Backstepping Control of Nonlinear Active Suspension

Qiu Xiang

(Jiangxi University of Technology, Nanchang 330098, China)

Abstract: Because the suspension damping is nonlinear in active suspension control system, the error between the control model and the actual one may exist due to linearization of suspension damping by way of classic control method. According to damping characteristic based on a shock absorber test, the study did piecewise fitting in order to restore the damping's nonlinearity. In light of hydraulic actuator dynamics, a dynamic model of a quarter suspension was established. By use of backstepping nonlinear control method, a controller was designed and its stability was analyzed. Finally, with a vehicle's parameters, simulation for control system was completed under various road conditions. The results showed that backstepping nonlinear method in active suspension control could improve body acceleration and comfort performance in premise of reconciling the suspension deflection and dynamic wheel load performance.

Key words: nonlinear damping; actuator dynamics; active suspension; backstepping

(责任编辑 刘棉玲)